

Всеевропейський науково-технічний журнал

Ukrainian National Scientific Journal

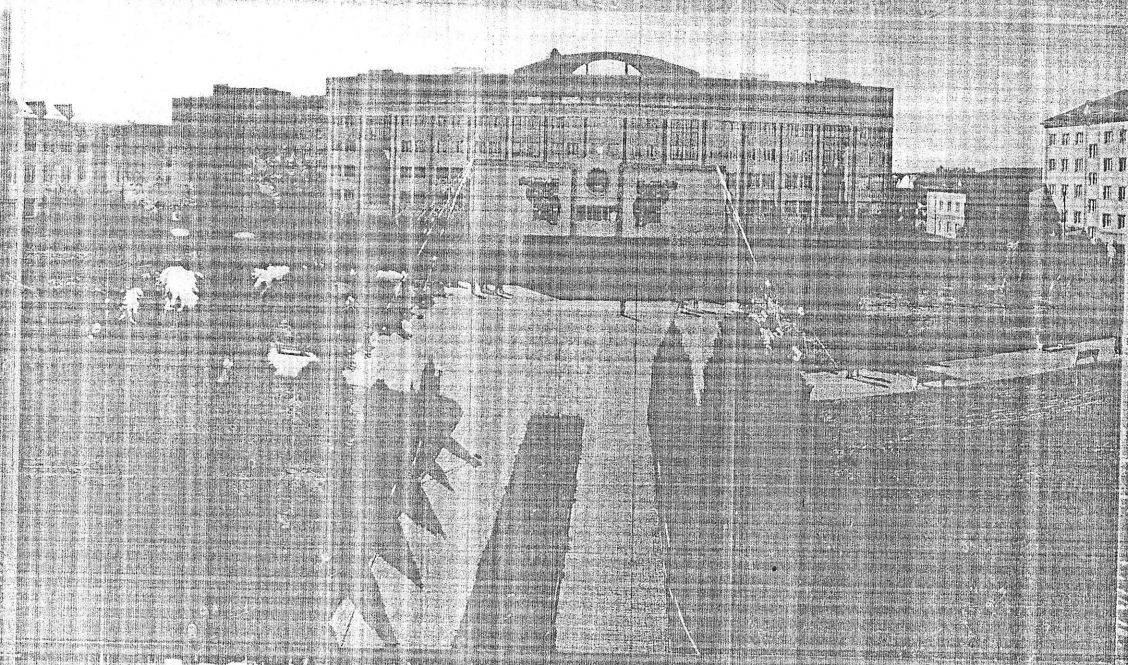
200-ГД
200-БОНК



Техніка

енергетика

транспорт АПК



мін. 82

**ТЕХНІКА,
ЕНЕРГЕТИКА,
ТРАНСПОРТ АПК**

Журнал науково-виробничого та навчального спрямування
Видавець: Вінницький національний аграрний університет

Заснований у 1997 році під назвою "Вісник Вінницького державного сільськогосподарського інституту".
Правонаступник видання: Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки.
Свідоцтво про державну реєстрацію засобів масової інформації
КВ № 16644–5116 ПР від 30.04.2010 р.

Всеукраїнський науково-технічний журнал «Техніка, енергетика, транспорт АПК» / Редколегія: Калетнік Г.М. (головний редактор) та інші. – Вінниця, 2016. – №2 (94) – 128 с.
Друкується за рішенням Вченої ради Вінницького національного аграрного університету (протокол № 3 від 30.09.2016 р.).
Свідоцтво про державну реєстрацію засобів масової інформації №21906-11806 Р від 12.03.2016р.
Журнал є друкованим засобом масової інформації, який внесено до переліку наукових фахових видань України з технічних наук (Додаток 12 до наказу Міністерства освіти і науки України 16.05.2016 № 515).

Національна редакційна колегія:

Головний редактор

Калетнік Г.М. – д.е.н., проф., академік НААНУ,
Вінницький національний аграрний університет

Заступник головного редактора

Паламарчук І.П. – д.т.н., проф., Вінницький
національний аграрний університет

Члени редакційної колегії

Друківаний М.Ф. – д.т.н., проф., Вінницький
національний аграрний університет
Анісімов В.Ф. – д.т.н., проф., Вінницький
національний аграрний університет
Іскович – Лотоцький Р.Л. – д.т.н., проф.,
Вінницький національний технічний університет
Сивак І.О. – д.т.н., проф., Вінницький
національний технічний університет
Осередніков В.А. – д.т.н., проф., Вінницький
національний технічний університет
Бурдо О.Г. – д.т.н., проф., академік АНТКУ,
Одеська національна академія харчових технологій
Гулько І.В. – к.т.н., доц., Вінницький національний
аграрний університет
Матвійчук В.А. – д.т.н., проф., Вінницький
національний аграрний університет
Цуркан О.В. – к.т.н., доц., Вінницький
національний аграрний університет
Булсаков В.М. – д.т.н., проф., академік НААН,
Національний університет біоресурсів і
природокористування України

Солона О.В. – к.т.н., доц., Вінницький національний
аграрний університет
Іванов М.І. – к.т.н., проф., Вінницький національний
аграрний університет
Кондратюк Д.Г. – к.т.н., доц., Вінницький
національний аграрний університет
Любін М.В. – к.т.н., доц., Вінницький національний
аграрний університет
Пришляк В.М. – к.т.н., доц., Вінницький національний
аграрний університет
Середа Л.П. – к.т.н., проф., Вінницький національний
аграрний університет
Веселовська Н.Р. – д.т.н., проф., Вінницький
національний аграрний університет
Гевко Р.Б. – д.т.н., проф., Тернопільський національний
економічний університет
Бандура В.М. – к.т.н., доц., Вінницький національний
аграрний університет

Зарубіжні члени редакційної колегії

Володимир Крочко – д.т.н., проф., Словацький
аграрний університет (м. Нітра, Словачія)
Януш Новак – д.т.н., проф., Люблінський аграрний
університет (м. Люблін, Польща)
Маріан Веселовський – д.т.н., проф., Люблінський
природничий університет (м. Люблін, Польща)
Зденко Ткач – д.т.н., проф., Словацький аграрний
університет (м. Нітра, Словачія)
Семен Івановс – д.т.н., проф., Латвійський
аграрний університет (м. Улброка, Латвія)

Людвікас Шпокас – д.т.н., проф., Університет
Олександра Стулгинського (Литва)
Марош Коренко – д.т.н., проф., Словацький аграрний
університет (м. Нітра, Словачія)
Ян Франчак – д.т.н., проф., Словацький аграрний
університет (м. Нітра, Словачія)
Володимир Юрча – д.т.н., проф., Чеський університет
сільського господарства (м. Прага, Чехія)
Гразина Езевська – Вітковська – д.т.н., проф.,
Люблінський аграрний університет (м. Люблін, Польща)

Відповідальний секретар редакції Цуркан О.В., кандидат технічних наук, доцент
Технічний редактор Зозуляк О.В. Графічний дизайнер Янович В.П.
Редагування, корекція й переклад на іноземну мову Матієнко О.С., Марцінко Т.І.
Адреса редакції: 21008, Вінниця, вул. Сосячна 3, Вінницький національний аграрний університет, тел. 46–00–03
Сайт журналу: <http://tetapk.vsau.org/> Електронна адреса: tehnovna@mail.ru

**ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЇ ТА АЛЬТЕРНАТИВНІ ДЖЕРЕЛА ЕНЕРГІЇ***Alexey Shabelnikov***SECU-3i PROGRAMMABLE ENGINE MANAGEMENT SYSTEM.....83***Лежнюк П.Д., Гулько І.О., Рубаненко О.Є.***ОПТИМІЗАЦІЯ СЕКЦІОНУВАННЯ В ЛОКАЛЬНИХ ЕЛЕКТРИЧНИХ СИСТЕМАХ ЗА КРИТЕРІЄМ ВТРАТ ЕЛЕКТРИЧНОЇ ПОТУЖНОСТІ З УРАХУВАННЯМ ВІДМОВ.....90***Рубаненко О.Є., Рубаненко О.О.***ПРОГНОЗУВАННЯ РЕСУРСУ ТРАНСФОРМАТОРІВ НАПРУГИ99***Стаднік М.І., Рубаненко О.О., Бондаренко С.В.***АНАЛІЗ ЕФЕКТИВНОСТІ ГЕНЕРАЦІЇ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ НА ОСНОВІ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГІЇ В ВІННИЦЬКІЙ ОБЛАСТІ.....104****ТРАНСПОРТНІ ТА ТРАНСПОРТНО - ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ ТА
ОБЛАДНАННЯ***Клендій М.І., Гевко Р.Б., Дмитренко В.П.***РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ПОШКОДЖЕННЯ НАСІННЄВОГО МАТЕРІАЛУ ПРИ ТРАНСПОРТУВАННІ ГВИНТОВИМИ КОНВЕЄРАМИ.....115***Левкович М.Г., Пиндус Ю.І., Довбиш А.П.***ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ЗАЧЕПЛЕННЯ ЛАНКИ СКРЕБКОВОГО ЛАНЦЮГОВОГО КОНВЕЄРА.....119***Стаднік М.І.***КОНТРОЛЬ ШВИДКІСНИХ ПАРАМЕТРІВ СТРІЧКОВИХ КОНВЕЄРІВ125**



ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ ЗДАТНОСТІ ЗАЧЕПЛЕННЯ ЛАНКИ СКРЕБКОВОГО ЛАНЦЮГОВОГО КОНВЕЄРА

Левкович Михайло Геннадійович к.т.н., доцент

Пиндус Юрій Іванович к.т.н., доцент

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

Довбуш Андрій Петрович аспірант

ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

Levkovich M.

Pyndus Y.

Ternopil Ivan Pul'uj National Technical University

Dovbush A.

National Scientific Center "Institute of Mechanization and Electrification of Agricultural"

Анотація: запропоновано методику розрахунку навантажувальної здатності зачеплення шарнірної ланки приводу ланцюгового конвеєра транспортно-технологічних механізмів. Наведено теоретичні залежності та розрахункові схеми для визначення сил та реакцій в зачепленні приводу ланцюгового конвеєра. Теоретично досліджено зміну навантажень та реакцій, які діють в зачепленні ланки із зубчастим колесом, від конструктивно-кінематичних та силових параметрів елементів конструкції приводу. Викладено практичні рекомендації для проектування аналогічних механізмів.

Ключові слова: ланцюговий конвеєр, ланка, шарнір, ланцюг, привід.

Аналіз останніх результатів дослідження

Перед машинами та механізмами, які забезпечують механізацію транспортуючих робіт, постають наступні вимоги: відповідність технологічному процесу виробництва, достатня продуктивність, збереження переміщуваного вантажу, безпека і зручність в експлуатації, мінімальна кількість обслуговуючого персоналу, низька вартість. Ці механізми використовуються для транспортування різноманітних матеріалів, а саме продукції машинобудування та металевої стружки, будівельних матеріалів, продукції сільського господарства, харчових та фармацевтичних продуктів тощо. Дане обладнання потребує відносно малих виробничих площ, його можна встановлювати з урахуванням будь-яких місцевих умов виробництва. Однією із характерних його є простота експлуатації, легкість керування, можливість автоматизації процесів транспортування.

Проте при роботі ланцюгових транспортно-технологічних механізмів машин часто виникають перевантаження, що призводять до значних деформацій і поломок елементів цих машин. Відповідно є необхідність у розробці певної методики розрахунку основних елементів зачеплення ланцюгового конвеєра.

Дослідженням конструктивних і технологічних параметрів транспортно-технологічних систем сипучих матеріалів присвячені роботи Зенкова Р.Л. [2], Дьячкова В.К. [1, 4], Ромакина Н.Е. [3], Спиваковського А.О. [4] та багатьох інших. Питанням розрахунків навантажувальної здатності взаємозалежностей конструктивно-силових параметрів ланцюгових передач присвячена монографія Готовцева А.А. [5]. Розрахунки різного роду конвеєрів викладені у працях Іванченка Ф.К. [6], Зубченка І.І. та Дубиняка С.Г. Питанням міцнісних характеристик приводних ланцюгів займаються Луців І.В., Кривий П.Д. [7]. Проте розрахунок кожного приводу має свою специфіку, оскільки кожна із конструкцій характеризується наявністю тих чи інших конструктивних елементів, які впливають на характер їх спрацювання.

Метою дослідження

Розробити методику розрахунку основних конструктивно-силових параметрів в зачепленні приводу трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра.

Реалізація роботи

Ланцюгові конвеєри застосовують для переміщення сипучих та штучних вантажів. Ланцюги обмежують швидкість (до 1 м/с), але можуть збільшити довжину транспортування при великій продуктивності, оскільки мають більшу міцність. В залежності від несучого органу, ланцюгові конвеєри поділяють на пластинчасті, скребкові, лопатні, полочні, ковшові та підвісні. В конвеєрах загального призначення застосовують пластинчасті ланцюги, тягові розбірні, зварні тощо. Ланцюги

повинні бути дешевими, міцними і стійкими проти спрацювання, мати малу масу і просту конструкцію. Найбільшого поширення набули тягові пластинчасті ланцюги за ГОСТ 588-81.

ГОСТ 588-81 передбачає виготовлення ланцюгів з кроком 40...1000 мм. При визначенні кроку ланцюга необхідно звернути увагу на особливості конструкції та роботи ланцюгових конвеєрів:

1. Крок тягових ланцюгів значно більший, ніж у приводних, оскільки ланцюги використовують не тільки в якості тягових органів, але й для закріплення робочих органів.

2. При збільшенні кроку зменшується кількість шарнірів, а відповідно, вага та вартість ланцюга. Крім того, збільшується довговічність ланцюга, оскільки зменшується кількість деталей, що зношуються.

3. При меншому кроці забезпечується більш плавний режим праці ланцюга, одержують менші розміри зірочок, менше передаточне число, а, відповідно, більш проста конструкція привода.

На рис.1 зображено типові тягові і робочі органи трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра.

Для кожного випадку слід знайти найкраще поєднання перерахованих факторів. Практично для більшості конвеєрів з малою швидкістю використовують ланцюги з кроком $160 < p_t < 500$ мм.

Тягові ланцюги конвеєрів з зануреними скребками працюють в умовах, що не допускають застосування мастильних матеріалів, оскільки вони будуть транспортуватися разом з вантажем, крім цього можуть його пошкодити. Частинки вантажу, попадаючи шарнір, неоднозначно впливають на працездатність. Тому для конвеєрів даного типу перевагу надають ланцюгам з відкритим самоочисним шарніром. В закордонній практиці шарнір пластинчастого ланцюга захищають кільцями з гуми або пластмаси, однак це значно ускладнює і здорожує ланцюг, створює додаткові опори тертя при поворотах ланок.

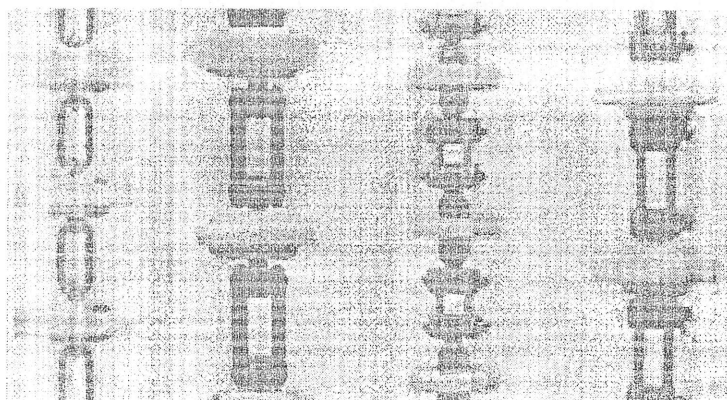


Рис. 1. Типові тягові і робочі органи трубчастого ланцюгового конвеєра

При нормальному положенні ланок ланцюгового конвеєра розробленої конструкції [8] навантажувальну здатність зачеплення визначає глибина паза привідного колеса, тобто умови рівноваги для всіх шарнірів є однаковими.

Розглянемо рівновагу деякого шарніра і ланцюгового конвеєра. Даний шарнір знаходиться під дією сил Q_1 і Q_2 створених натягом суміжних ланок, відцентрової сили F_b і реакції N , яка напрямлена під кутом тертя ρ_t до нормалі основного профілю зуба привідного колеса рис 2.

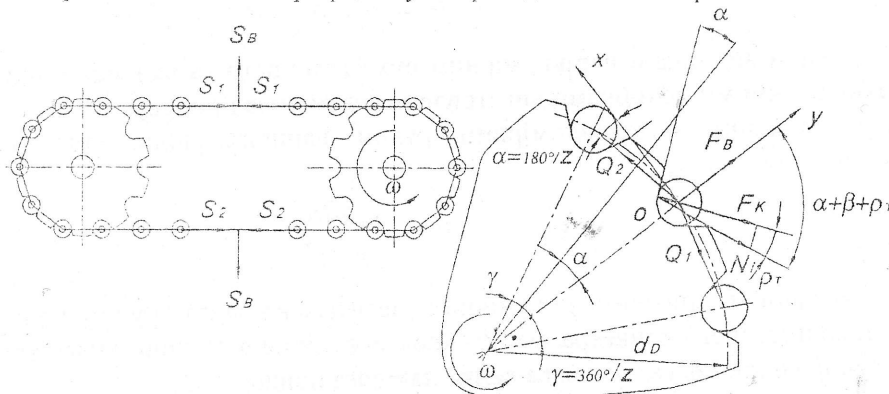


Рис. 2. Розрахункова схема дій сил в зачепленні привода трубчастого скребкового ланцюгового конвеєра



Умова рівноваги в системі координат XOY буде мати наступний вигляд:

$$\begin{cases} \sum X = Q_2 \cos \alpha - Q_1 \cos \alpha - N_i \cos(\alpha + \beta + \rho_T) = 0; \\ \sum Y = Q_2 \sin \alpha + Q_1 \sin \alpha - N_i \sin(\alpha + \beta + \rho_T) - F_B = 0; \\ F_B = 2S_B \sin \alpha. \end{cases}$$

(1)

де F_B – відцентрова сила, Н; N_i – реакція в точці контакту ролика і впадини зубчастого колеса, Н; α – половина кута загострення зуба колеса приводу конвеєра, град; ρ_T – кут тертя між елементом зацеплення ланцюга і зубом колеса, град.

Після розв'язку системи рівнянь (1) отримаємо формули для визначення зусиль Q_1 і N_i

$$Q_1 = (Q_2 - S_B)a + S_B;$$

$$N_i = (Q_2 - S_B)b$$

(2)

(3)

де Q_1 і Q_2 – сили створені натягом суміжних ланок, Н; S_B – натяг від відцентрової сили, Н; a – коефіцієнт натягу; b – коефіцієнт зчеплення.

Числові значення вказаних коефіцієнтів визначають за формулами [2, 5]

$$a = \frac{\sin(\alpha + \rho_T)}{\sin(\gamma + \alpha + \rho_T)};$$

$$b = \frac{\sin \gamma}{\sin(\gamma + \alpha + \rho_T)}.$$

(4)

(5)

де γ – кутовий крок зубчастого колеса приводу конвеєра, град.

Натяг у першій ланці ланцюга, яка прилягає до ведучої вітки конвеєра в момент коли в зацеплення починає входити наступна ланка, рівний натягу ведучої ланки S_1 . Згідно формул (2) і (3) можна визначити зусилля, які діють на 1, 2, ... і-й шарнір. Відповідно максимальні зусилля в деякому і-му шарнірі [5]

$$Q_{i+1} = (S_1 - S_B)a^i + S_B;$$

$$N_i = (S_1 - S_B)b^i$$

(6)

(7)

де S_1 – величина натягу ведучої ланки, Н.

Величина натягу S_1 ведучої ланки рівна сумі робочого навантаження P , динамічного навантаження P_o , яке обумовлюється зовнішнім впливом і внутрішньою динамікою передачі та натягом веденої ланки S_2 . Натяг веденої ланки складається із суми остаточного натягу S_{2f} і натягу S_B від відцентрової сили F_B .

$$S_2 = S_{2f} + S_B$$

(8)

відповідно

$$S_1 = P + P_o + S_2 = k_\gamma P + S_B + S_{2f}$$

(9)

P – робоче навантаження конвеєра, Н; P_o – динамічне навантаження конвеєра, Н; S_{2f} – остаточний натяг вітки, Н; k_γ – коефіцієнт удару.

Значення динамічного навантаження можна розрахувати по його складових

$$P_o = P_d + P_{в.л} + P_{т.п}$$

(10)

P_d , $P_{в.л}$ – сили викликані нерівномірним рухом ланцюга та веденої ланки, Н; $P_{т.п}$ – сила, яка викликана технологічними похибками виготовлення елементів приводу, Н.

Сила P_d викликана нерівномірним рухом ланцюга, відповідно її числове значення розраховують за формулою [3, 5]

$$P_d = \frac{K_\gamma q l t n^2}{1,8 \cdot 10^8}$$

(11)

де K_γ – коефіцієнт зниження динамічних навантажень через пружну податливість ланцюга; l – довжина ланки ланцюгового конвеєра, мм; t – крок між двома пазами привідного колеса, мм; n – частота обертання ведучої ланки, об/хв.; q – маса ланки ланцюга приводу, кг.

Сила $P_{в.л}$ викликана кутовим прискоренням веденого колеса і приведеним до його вала моментом інерції J веденої системи конвеєра.



Відповідно її визначають при максимальній величині кутового прискорення [4-5]

$$P_{в.л} = \frac{22JK_y K_B n^2}{10^6 d_D} \quad (12)$$

де K_B – коефіцієнт, що враховує закон руху ланцюга; d_D – діаметр ділильного кола веденого колеса, мм.

Коефіцієнт, що враховує закон руху ланцюга рівний

$$K_B = \left(1 - \frac{1}{u^2}\right) \operatorname{tg} \alpha \quad (13)$$

u – передаточне відношення передач;

Сила, яка викликана технологічними похибками виготовлення елементів приводу конвеєра розраховується за формулою [1]

$$P_{m.n} = c \Delta_l \quad (14)$$

де Δ_l – відносне видовження ланки, мм.

Жорсткість ланки можна розрахувати за законом Гука [6]

$$c = \frac{E_o S_{on}}{l} \quad (15)$$

де c – жорсткість ланки, Н/мм; E_o – модуль жорсткості, МПа; S_{on} – площа проекції опорної поверхні шарніра ланки, мм².

Натяг викликаний відцентровою силою рівний

$$S_B = qv^2 \quad (16)$$

де v – швидкість руху ланок конвеєра, м/с;

Відповідно остаточний натяг ланки рівний [5, 7]

$$S_{2f} = \frac{k_y P a^m - 0,08z Q_f \ln a}{1 - a^m} \quad (17)$$

$$Q_f = 10^{-3} g q l \cos \alpha_2, \quad (18)$$

де Q_f – приведена вага веденої ланки, Н; g – прискорення вільного падіння, м/с²;

α_2 – кут нахилу до горизонту веденої вітки приводу, град; m – кількість шарнірів ланцюга конвеєра, що перебувають в зачепленні з пазами колеса; z – кількість зубів колеса.

У відповідності із рівністю (9) максимальні зусилля в шарнірі можна визначити за формулами

$$Q_i = (k_y P + S_{2f}) a^i + S_B, \quad (19)$$

$$N_i = (k_y P + S_{2f}) b^i \quad (20)$$

Але оскільки у даному конвеєрі в зачепленні одночасно перебуває декілька ланок то

$$Q_i = (S_2 - S_B) a^{m-i} + S_B = S_{2f} a^{m-i} + S_B, \quad (21)$$

$$N_i = (S_2 - S_B) b^{m-i} = S_{2f} b^{m-i} \quad (22)$$

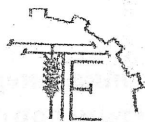
З врахуванням рівностей (16), (17) формули для визначення зусиль у зачепленні приводу ланцюгового конвеєра можна записати у наступному вигляді

$$Q_i = \left(\frac{k_y P a^m - 0,08z Q_f \ln a}{1 - a^m} \right) \cdot a^{m-i} + qv^2; \quad (23)$$

$$N_i = \left(\frac{k_y P a^m - 0,08z Q_f \ln a}{1 - a^m} \right) \cdot b^{m-i} \quad (24)$$

Для аналізу впливу конструктивно-силових параметрів пари контакту зачеплення приводу ланцюгового конвеєра на характер зміни зусиль у зачепленні, розраховано залежності (23) і (24) та на основі отриманих даних побудовані графічні залежності по яких і робились відповідні висновки.

Аналізуючи отримані результати і графічні залежності можна констатувати, що зусилля натягу ланок є переважаючими у ланцюгових конвеєрах, оскільки їх числові значення є значно



більшими за сили реакцій. Встановлено, що на зусилля натягу значно впливає швидкість руху ланцюгового конвеєра та маса його ланок. Зокрема при збільшенні швидкості руху конвеєра з 5 до 15 м/с зусилля натягу ланки збільшується у 1,6...9 раз, наприклад із 25 до 225 Н.

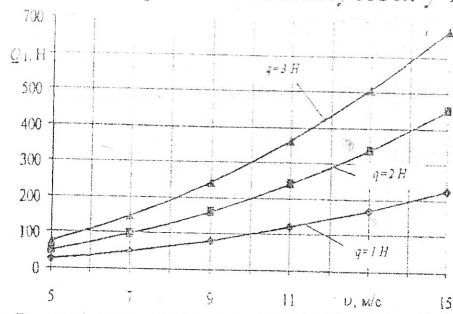


Рис. 3. Залежності зміни зусилля натягу ланки від швидкості руху конвеєра $Q_1=f(v)$ при змінних значеннях її маси

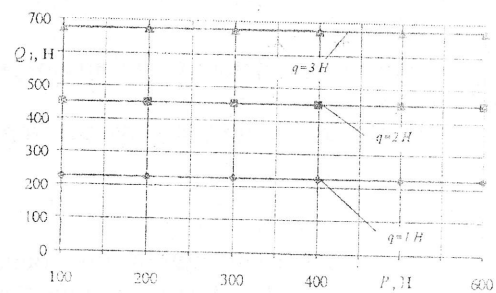


Рис. 4. Залежності зміни зусилля натягу ланки від робочого навантаження $Q_1=f(P)$ при змінних значеннях її маси

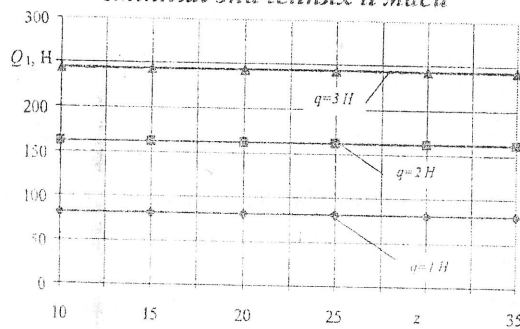


Рис. 5. Залежності зміни зусилля натягу ланки від кількості зубів колеса $Q_1=f(z)$ при змінних значеннях її маси

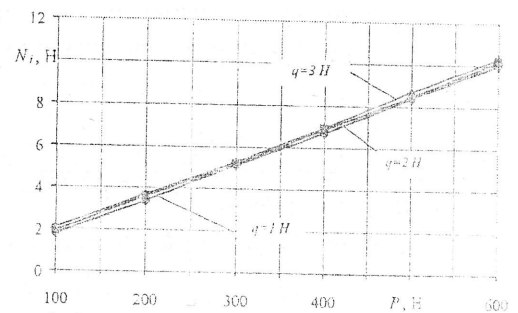


Рис. 6. Залежності зміни значення реакції в зачепленні від робочого навантаження $N_f=f(P)$ при змінних значеннях маси ланки

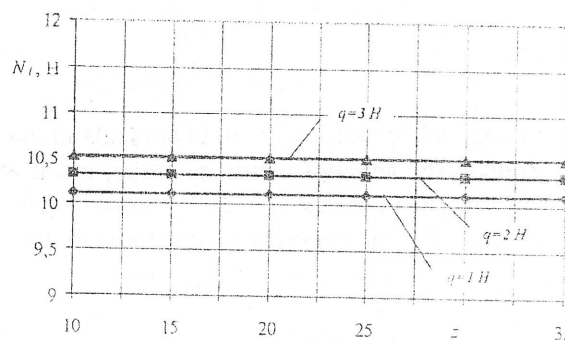


Рис. 7. Залежності зміни зусилля натягу ланки від кількості зубів колеса $N_f=f(z)$ при змінних значеннях її маси

Також важливим фактором є маса ланки, так при поступовому збільшенні маси з кроком 1 Н спостерігалась зміна зусилля натягу у 1,5...2 рази у сторону збільшення. В той же час ні зміна робочого навантаження, ні зміна кількості зубів колеса не мають істотного впливу на даний параметр. Проте під час дослідження сили реакції зачеплення встановлено, що даний параметр прямо пропорційно залежить від зміни робочого навантаження конвеєра, а саме чим воно вище, тим більша сила реакції, але кількість зубів колеса не мають впливу на даний параметр.

На основі проведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. В даній статті приведена методика розрахунку робочих і тягових органів трубчастих скребкових конвеєрів. Завдяки наявності суцільних круглих скребків по всьому січенні труби (виключаючи зазори) транспортуючий вантаж на горизонтальних і вертикальних ділянках конвеєра рухається без відставання з тою ж швидкістю, що і скребки. В цьому значенні перевага трубчастих конвеєрів порівняно з конвеєрами, що мають контурні скребки.

2. Запропоновані аналітичні залежності для визначення залежностей зміни величин зусиль в зачепленні привода ланцюгового конвеєра можна використати при конструюванні аналогічних пристроїв із різною навантажувальною здатністю.

3. Отримані результати теоретичних досліджень дозволяють спростити структуру та методику



розрахунку приводів ланцюгових конвеєрів.

Список літератури

1. Волков Р.А., и др. Конвейеры: Справочник / Под общ. ред. Ю.А. Пертена. Л.: Машиностроение, Ленинградское отд-ние, 1984. 367 с.
2. Зенков Р.Л. и др. Машины непрерывного транспорта: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности "Подъемно-транспортные машины и оборудование" / Р.Л. Зенков, И.И. Иващков, Л.Н. Колобов, - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1987. - 432 с.: ил.
3. Ромакин Н.Е. Машины непрерывного транспорта : учеб. пособие для студ. высш. учеб. заведений / Н.Е. Ромакин. - М.: Издательский центр «Академия», 2008. - 432 с.
4. Спиваковский А.О. Транспортирующие машины: / А.О.Спиваковский, В.К. Дьячков / Учеб. пособие для машиностроительных вузов. - 3-е изд., перераб. - М.: Машиностроение, 1983. - 487 с.
5. Готовцев А.А. Проектирование цепных передач. Справочник / А.А. Готовцев, И.П. Котенок // - М.: Машиностроение, 1982. - 326 с.
6. Іванченко Ф.К. Піднімально-транспортні машини / Ф.К. Іванченко. - К.: Вища школа, 1993. - 414 с.
7. Луців І. Вплив орієнтації згортних втулок на міцність пресових з'єднань втулка-пластина приводних роликів і втулкових ланцюгів / І. Луців, П. Кривий, П. Кривинський // Вісник ТДТУ. - 2009. - Том 14. - №2. - С. 50-56.
8. Патент на корисну модель №52568 Україна, МПК (2006) B65G 33/00. Гнучкий ланцюговий конвеєр / Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Стефанів В.М., Диня В.І., Олексішин О.В., Дячун А.Є., Гевко Іг.Б. - u201004000; Заявл. 06.04.2010; Опубл. 25.08.2010. Бюл. № 16. - 4 с.

References

1. Volkov R.A., i dr. Konvejery: Spravochnik / Pod obshh. red. Ju.A. Pertena. L.: Mashinostroenie, Leningradskoe otd-nie, 1984. 367 s.
2. Zenkov R.L. i dr. Mashiny nepreryvnogo transporta: Uchebnik dlja studentov vuzov, obuchajushhihsja po special'nosti "Pod'emno-transportnye mashiny i oborudovanie" / R.L. Zenkov, I.I. Ivashkov, L.N. Kolobov, - 2 - e izd., pererab. i dop. - M.: Mashinostroenie, 1987. - 432 s.: il.
3. Romakin N.E. Mashiny nepreryvnogo transporta : ucheb. posobie dlja stud. vyssh. ucheb. zavedenij / N.E. Romakin. - M.: Izdatel'skij centr «Akademija», 2008. - 432 s.
4. Spivakovskij A.O., D'jachkov V.K. Transportirujushhie mashiny: / A.O.Spivakovskij, V.K. D'jachkov / Ucheb. posobie dlja mashinostroitel'nyh vuzov. - 3-e izd., pererab. - M.: Mashinostroenie, 1983. - 487 s.
5. Gotovcev A.A. Proektirovanie cepnyh peredach. Spravochnik / A. A. Gotovcev A.A., I. P. Kotenok // - M.: Mashinostroenie, 1982. - 326 s.
6. Ivanchenko F.K. Pidnimal'no-transportni mashini / F.K. Ivanchenko. - K.: Vishha shkola, 1993. - 414 s.
7. Luciv I. Vpliv orientacii zgortnih vtulok na mienist' presovih z'ednan' vtulka-plastina privodnih rolikov i vtulkovih lancjugiv / I. Luciv, P. Krivij, P. Krivins'kij // Visnik TDTU. - 2009. - Tom 14. - №2. - S. 50-56.
8. Patent na korisnu model' №52568 Ukraïna, MPK (2006) V65G 33/00. Gnuchkij lancjugovij konveer / Gevko B.M., Ljashuk O.L., Stefaniv V.M., Dinja V.I., Oleksishin O.V., Djachun A.E., Gevko Ig.B. - u201004000; Zajavl. 06.04.2010; Opubl. 25.08.2010. Bjul. № 16. - 4 s.

ИССЛЕДОВАНИЯ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЛАНКИ СКРЕБКОВОГО ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА

Аннотация: предложена методика расчета нагрузочной способности зацепления шарнирной ведущей ланки цепного конвейера транспортно-технологических механизмов. Приведены теоретические зависимости и расчетные схемы для определения сил и реакций привода цепного конвейера. Теоретически исследовано изменение нагрузок и реакций, которые действуют на задетые ланки с зубчатым колесом, от конструктивно-кинематических и силовых параметров элементов конструкции привода. Изложены практические рекомендации для проектирования аналогичных механизмов.

Ключевые слова: цепной конвейер, ланка, шарнир, цепь, привод.

THE RESEARCH LINK LOAD CAPACITY OF GEARS SCRAPER CHAIN CONVEYORS

Summary: the methods of calculation of loading ability of hooking of joint link of occasion of chain conveyer of transport-technological mechanisms are offered. Theoretical dependences over and calculation charts are brought for determination of forces and reactions in hooked to the occasion of chain conveyer. The change of loading and reactions which operate in brushed against links with a gear-wheel is investigational in theory, from the structurally-kinematics and power parameters of elements of construction of occasion. Practical recommendations are expounded for planning of analogical mechanisms.

Keywords: chain conveyer, link, hinge, chain, occasion.